

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2005 年 6 月 23 日 (23.06.2005)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2005/057030 A1

(51) 国際特許分類: F16C 19/18,  
33/78, 33/66, 33/32, 33/58, F16H 57/02

(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/015854

(22) 国際出願日: 2003 年 12 月 11 日 (11.12.2003)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 光洋精工株式会社 (KOYO SEIKO CO., LTD.) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 Osaka (JP).

(72) 発明者: および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 河村 基司 (KAWA-MURA, Motoshi) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中

央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 秋山 宗靖 (AKIYAMA, Muneyasu) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP). 城 宏 (TACHI, Hiroshi) [JP/JP]; 〒542-0081 大阪府 大阪市 中央区南船場三丁目 5 番 8 号 光洋精工株式会社内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 岡田 和秀 (OKADA, Kazuhide); 〒530-0022 大阪府 大阪市 北区浪花町 1 3 番 3 8 号 千代田ビル北館 Osaka (JP).

(81) 指定国 (国内): KR, US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NI, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

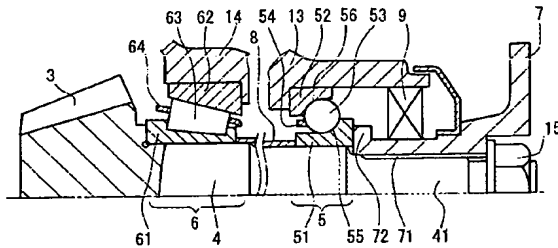
添付公開書類:

国際調査報告書

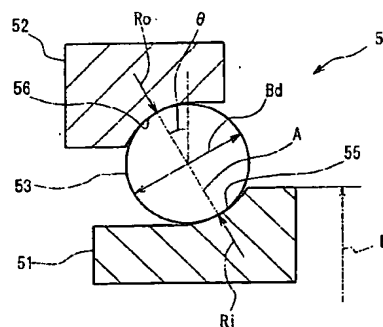
[続葉有]

(54) Title: BEARING DEVICE FOR SUPPORTING PINION SHAFT

(54) 発明の名称: ピニオン軸支持用軸受装置



(57) Abstract: A bearing device for supporting a pinion shaft, wherein a pair of roller bearings axially arranged parallel with each other for rotatably supporting the pinion shaft on a case are installed between a pinion gear fitted to one end of the pinion shaft and a companion flange fitted onto the other end thereof. A skew contact ball bearing is used for the roller bearing on the companion flange side. Where the radius of curvature of the inner ring raceway track of that roller bearing is  $R_i$ , the radius of curvature of the outer ring raceway track thereof is  $R_o$ , and the diameter of the balls thereof is  $B_d$ , the relation of the equations  $R_i < R_o$ ,  $0.502 \times B_d < R_i \leq 0.512 \times B_d$ , and  $0.510 \times B_d < R_o \leq 0.520 \times B_d$  can be established.



(57) 要約: ピニオン軸支持用軸受装置は、ピニオン軸の一端に設けたピニオンギヤと、他端に外嵌したコンパニオンフランジとの間に、ピニオン軸をケースに対して回転自在に支持する軸方向に並設した一対の転がり軸受を備える。コンパニオンフランジ側の転がり軸受を斜接玉軸受とし、その転がり軸受の内輪軌道の曲率半径  $R_i$ 、外輪軌道の曲率半径  $R_o$ 、玉の直径  $B_d$  は、 $R_i < R_o$ 、 $0.502 \times B_d < R_i \leq 0.512 \times B_d$ 、 $0.510 \times B_d < R_o \leq 0.520 \times B_d$  の式の関係を満たしている。

WO 2005/057030 A1



2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

## 明細書

## ピニオン軸支持用軸受装置

## 技術分野

- 5 本発明は、自動車のディファレンシャル装置や四輪駆動用トランスファー装置等を構成するピニオン軸を回転自在に支持するためのピニオン軸支持用軸受装置に関する。

## 背景技術

- 従来から自動車のディファレンシャル装置や四輪駆動車用のトランスファー装置においては、ピニオン軸をピニオンギヤ側ならびにコンパニオンフランジ側においてそれぞれ円すいころ軸受で回転自在に支持する構成が提案されている（例えば、日本特開平9-105450号公報、同10-220468号公報参照。）。このようなディファレンシャル装置やトランスファー装置の場合、ピニオンギヤ側やコンパニオンフランジ側の転がり軸受には、負荷容量の大きな円すいころ
- 15 軸受が用いられている。

負荷容量の大きな円すいころ軸受を用いると、摩擦抵抗が大きくなり、その結果、回転トルクが高くなって自動車の燃費に影響するおそれがある。

## 発明の開示

- 20 本発明は、ピニオン軸の一端に設けたピニオンギヤと、同他端に外嵌したコンパニオンフランジとの間に、ピニオン軸をケースに対して回転自在に支持する一对の転がり軸受を軸方向に並設したピニオン軸支持用軸受装置であって、コンパニオンフランジ側の転がり軸受が、ピニオン軸に固定した内輪と、ケースに固定した外輪と、これら内外輪間に介装した玉群とからなるアンギュラ玉軸受とし、前記コンパニ
- 25 オンフランジ側の転がり軸受の内輪軌道の曲率半径 $R_i$ 、外輪軌道の曲率半径 $R_o$ 、玉の直径 $B_d$ の関係が、

$$R_i < R_o$$

$$0.502 \times B_d \leq R_i \leq 0.512 \times B_d$$

$$0.510 \times B_d \leq R_o \leq 0.520 \times B_d$$

- 30 を満たすことを特徴とするものである。

また、コンパニオンフランジ側の転がり軸受における玉と内外輪軌道との接触角  $\theta$  は、例えば、 $30^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$  を満たしている。

コンパニオンフランジ側の転がり軸受を構成する玉軸受としては、単列アンギュラ玉軸受、タンデム型複列アンギュラ玉軸受等が挙げられる。

- 5 本発明の軸受装置が適用される部位としては、ディファレンシャル装置やトランスファー装置などが挙げられ、例えばディファレンシャル装置に適用される場合は、コンパニオンフランジがプロペラシャフトに連結されるコンパニオンフランジとなり、トランスファー装置に適用される場合は、コンパニオンフランジが後輪デフに連結される出力フランジとなる。
- 10 軸受装置の潤滑は、ディファレンシャルケース内のオイルをリングギヤの回転に伴って跳ね上げて軸受装置に供給するオイル潤滑、あるいは軸受装置内にグリースを封入してなるグリース潤滑のいずれであってもよい。

- 本発明のピニオン軸支持用軸受装置によると、コンパニオンフランジ側の転がり軸受の負荷荷重は、ピニオンギヤ側の転がり軸受の負荷荷重に比べて小さいことから、
- 15 コンパニオンフランジ側の転がり軸受に負荷容量の小さな斜接玉軸受が用いられる。アンギュラ玉軸受は、円すいころ軸受に比べ摩擦抵抗が小さく、回転トルクを小さくできる。

また、コンパニオンフランジ側の転がり軸受の内輪軌道の曲率半径  $R_i$ 、外輪軌道の曲率半径  $R_o$ 、玉の直径  $B_d$  の関係が、

- 20  $R_i < R_o$   
 $0.502 \times B_d \leq R_i \leq 0.512 \times B_d$   
 $0.510 \times B_d \leq R_o \leq 0.520 \times B_d$

を満たしている。一般的に、内輪軌道の曲率半径  $R_i'$ 、外輪軌道の曲率半径  $R_o'$  は、

- 25  $0.515 \times B_d \leq R_i' \leq 0.525 \times B_d$   
 $0.525 \times B_d \leq R_o' \leq 0.535 \times B_d$

であるので、本発明の内輪軌道の曲率半径  $R_i$  および外輪軌道の曲率半径  $R_o$  は、共に通常の値に比べて小さくなる。これにより、玉と内外輪軌道との接触面積が大きくなり（受け面が大きくなり）、面圧が小さくなって、軌道面に圧痕がつき難くなる。

- 30 さらに、コンパニオンフランジ側の転がり軸受における玉と内外輪軌道との接触

角 $\theta$ は、例えば、 $30^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ を満たしている。一般的に、高速回転用のアンギュラ玉軸受においては、玉と内外輪軌道との接触角 $\theta'$ は、 $20^\circ \leq \theta' \leq 25^\circ$ であるので、本発明の接触角 $\theta$ は通常値に比べて大きくなり、アキシャル荷重に対する負荷容量が大きくなる。しかも、接触角 $\theta$ が大きくなることで、内輪の肩径も大きくなり、コンパニオンフランジとの当接面を十分に確保でき、コンパニオンフランジによる内輪の固定が確実にできる。

#### 図面の簡単な説明

図1は、本発明の実施の形態1におけるピニオン軸支持用軸受装置を適用したディファレンシャル装置の断面図である。

図2は、図1のピニオン軸支持用軸受装置の部分拡大断面図である。

図3は、図1のピニオン軸支持用軸受装置のコンパニオンフランジ側の転がり軸受の拡大断面図である。

図4は、本発明の実施の形態1におけるピニオン軸支持用軸受装置の変形例の部分拡大断面図である。

図5は、本発明の実施の形態2におけるピニオン軸支持用軸受装置を適用したディファレンシャル装置の断面図である。

図6は、図5のピニオン軸支持用軸受装置の部分拡大断面図である。

図7は、図5のピニオン軸支持用軸受装置のシール部分の拡大断面図である。

図8は、本発明の実施の形態2におけるピニオン軸支持用軸受装置の変形例の部分拡大断面図である。

図9は、本発明の実施の形態2におけるピニオン軸支持用軸受装置の他の変形例の部分拡大断面図である。

図10は、本発明の実施の形態3におけるピニオン軸支持用軸受装置を適用したディファレンシャル装置の断面図である。

図11は、図10のピニオン軸支持用軸受装置の部分拡大断面図である。

図12は、本発明の実施の形態3におけるピニオン軸支持用軸受装置の変形例の部分拡大断面図である。

30 発明を実施するための最良の形態

以下、図面を参照して本発明の最良の実施形態（実施形態 1 という）に係るピニオン軸支持用軸受装置を説明すると、図 1 は、実施形態 1 に係るピニオン軸支持用軸受装置を適用したディファレンシャル装置の断面図を示し、図 2 は、図 1 のピニオン軸支持用軸受装置の部分拡大断面図を示す。

- 5 図 1 および図 2 を参照して、1 はディファレンシャルケースであり、このディファレンシャルケース 1 内に、左右の車輪を差動連動する差動変速機構 2、ピニオンギヤ 3、ピニオン軸 4、ピニオン軸 4 を回転自在に支持する転がり軸受 5、6 が収納されている。

- ピニオンギヤ 3 は、差動変速機構 2 のリングギヤ 2 a に嚙合され、かつ、ピニオン軸 4 の内端部に一体形成されている。ピニオン軸 4 は、背面合わせに配置した一対の転がり軸受 5、6 にて、ディファレンシャルケース 1 の内側に回転自在に支持されており、外端部にはプロペラシャフト（図示せず）が連結されるコンパニオンフランジ 7 が設けられている。
- 10

- 転がり軸受 5、6 は、各々ディファレンシャルケース 1 の鍛造製の軸受ケース部 1 a に形成した軸受装着用の環状壁 1 3、1 4 の内周面に装着されている。コンパニオンフランジ 7 側の転がり軸受 5 は軸受ケース部 1 a の小径側開口部から組み込まれ、ピニオンギヤ 3 側の転がり軸受 6 は軸受ケース部 1 a の大径側開口部から組み込まれ、両転がり軸受 5、6 間には位置決め用のスペーサ 8 が介装されている。転がり軸受 5、6 は、ピニオン軸 4 の外端部にナット 1 5 を螺合し、
- 15
- 20 コンパニオンフランジ 7 に締結することで、ピニオンギヤ 3 とコンパニオンフランジ 7 との間で十分な予圧を付与して固定される。

- ディファレンシャルケース 1 内には、潤滑用のオイルが運転停止状態においてレベル L にて貯留されている。オイルは、運転時にリングギヤ 2 a の回転に伴って跳ね上げられ、軸受ケース部 1 a 内の環状壁 1 3、1 4 間に形成したオイル導入路 1 1 を通って転がり軸受 5、6 に導かれ、さらにオイル還流路（図示せず）を通して戻される。なお、ピニオン軸 4 の外端部側の外周面と軸受ケース部 1 a の内周面との間には、オイルの漏洩防止のためのオイルシール 9 が装着されており、かつ、オイルシール 9 を隠蔽するシール保護カップ 1 0 が取付けられている。
- 25

- 30 転がり軸受 5 は、内輪 5 1、外輪 5 2、保持器 5 4 にて保持された玉群 5 3 か

らなる。転がり軸受 6 は、内輪 6 1、外輪 6 2、保持器 6 4 にて保持された円すいころ群 6 3 からなる。

コンパニオンフランジ 7 のピニオン軸 4 に外嵌される円筒部の内周面には、スプライン 7 1 が形成されており、円筒部の先端部分の外周面には、転がり軸受 5 の内輪 5 1 の端面をピニオンギヤ 3 方向に押圧する環状突起の押圧部 7 2 が一体形成されている。

転がり軸受 5 の外輪 5 2 を一方の環状壁 1 3 に圧入し、かつ、転がり軸受 6 の外輪 6 2 を他方の環状壁 1 4 に圧入し、ピニオン軸 4 に転がり軸受 6 の円すいころ群 6 3 ならびに保持器 6 4 をセットした内輪 6 1 を外嵌した状態で、ピニオン軸 4 を軸受ケース部 1 a の大径側開口部から挿入する。さらに、軸受ケース部 1 a の小径側開口部から、スペーサ 8 と、玉群 5 3 ならびに保持器 5 4 をセットした内輪 5 1 をピニオン軸 4 の外周に装着する。コンパニオンフランジ 7 をピニオン軸 4 のドライブシャフト側の小径部 4 1 にスプライン嵌合する。さらに、ピニオン軸 4 のドライブシャフト側端部にナット 1 5 を螺合し、コンパニオンフランジ 7 に締結する。

これにより、コンパニオンフランジ 7 の押圧部 7 2 が転がり軸受 5 の内輪 5 1 の端面に当接し、内輪 5 1 をピニオンギヤ 3 方向に押圧する。その結果、スペーサ 8 を介して軸方向に並設された転がり軸受 5、6 が、ピニオンギヤ 3 とコンパニオンフランジ 7 にて挟み込まれ、予圧を付与されてピニオン軸 4 に固定される。

図 3 を参照して、本発明の特徴を詳しく説明する。本発明においては、コンパニオンフランジ 7 側の転がり軸受 5 が単列のアンギュラ玉軸受で構成されていることを特徴とする。

内輪 5 1 の軌道 5 5 の曲率半径を  $R_i$ 、外輪 5 2 の軌道 5 6 の曲率半径を  $R_o$ 、玉 5 3 の直径を  $B_d$  とすると、下記の式①②③の関係が成立する。

$$R_i < R_o \cdots \textcircled{1}$$

$$0.502 \times B_d \leq R_i \leq 0.512 \times B_d \cdots \textcircled{2}$$

$$0.510 \times B_d \leq R_o \leq 0.520 \times B_d \cdots \textcircled{3}$$

通常、曲率半径を  $R_o$  は曲率半径を  $R_i$  に対して 1% 程度大きく設定されている。例えば、 $R_i = 0.505 \times B_d$  に対し、 $R_o = 0.515 \times B_d$  とする。

玉 5 3 と内外輪 5 1、5 2 との接触角  $\theta$ 、すなわち玉 5 3 と内外輪軌道 5 5、5

6 とが接する 2 点を結んだ作用線 A と、ラジアル平面とのなす角度  $\theta$  は、下記の式④の関係が成立する。

$$30^\circ \leq \theta \leq 45^\circ \cdots \textcircled{4}$$

接触角  $\theta$  は、具体的には、 $\theta = 30^\circ$ 、 $35^\circ$ 、 $40^\circ$ 、 $45^\circ$  のいずれかとなるように設定されている。

なお、式④の関係については、特に、この範囲内に限定されるものではない。

以上のように構成されたピニオン軸支持用軸受装置によると、コンパニオンフランジ 7 側の転がり軸受 5 の負荷荷重は、ピニオンギヤ 3 側の転がり軸受 6 の負荷荷重に比べて小さいことから、コンパニオンフランジ 7 側の転がり軸受 5 に負荷容量の小さなアンギュラ玉軸受が用いられる。アンギュラ玉軸受は、円すいころ軸受に比べ摩擦抵抗が小さく、回転トルクを小さくでき、自動車の燃費が向上する。

また、前記式②③に示すように、内輪軌道 5 5 の曲率半径  $R_i$  および外輪軌道 5 6 の曲率半径  $R_o$  を、共に通常値に比べて小さくすることにより、玉 5 3 と内外輪軌道 5 5、5 6 との接触面積が大きくなり（受け面が大きくなり）、面圧が小さくなって、軌道面に圧痕が付き難くなる。

また、前記式④に示すように、接触角  $\theta$  を通常値に比べて大きくすることにより、アキシャル荷重に対する負荷容量が大きくなる。しかも、接触角  $\theta$  が大きくなることで、内輪 5 1 の肩径 D（図 3）も大きくなり、内輪 5 1 の端面におけるコンパニオンフランジ 7 の押圧部 7 2 との当接面を十分に確保でき、コンパニオンフランジ 7 による内輪 5 1 の固定が確実に行える。

さらに、転がり軸受 5 にアンギュラ玉軸受を用いたので、深溝玉軸受に比べ玉数を増大でき、定格荷重が大きくなり、十分な軸受寿命を確保できる。

なお、ナット 1 5 の代わりに、ピニオン軸 4 のドライブシャフト側端部をかしめて、転がり軸受 5、6 をピニオン軸 4 に固定してもよい。

図 4 に示すように、ピニオンギヤ側の転がり軸受 6 は、タンデム型の複列のアンギュラ玉軸受としてもよい。タンデム型とは、各列の玉 6 3 の中心を結んだ円の直径（PCD）が異なるものである。

すなわち、転がり軸受 6 は、内輪 6 1、外輪 6 2、各々保持器 6 4 にて保持された 2 列の玉群 6 3 からなる。内輪 6 1 ならびに外輪 6 2 には、各々一対の内輪軌道 6 5、6 6 ならびに外輪軌道 6 7、6 8 が形成されており、ピニオンギヤ側の玉群



6 3 の P C D が大きくなるように形成されている。

その他の構成は、図 1 ないし図 3 に示した例と同様である。

このように、ピニオンギヤ側の転がり軸受 6 をタンデム型のアンギュラ玉軸受としたことで、円すいころ軸受に比べてトルクの低減がより一層図れる。さら  
5 に、転がり軸受 6 をタンデム型の複列のアンギュラ玉軸受としたことで、一对の単列アンギュラ玉軸受を並設するのに比べ、軸受装置の小型化が図れる。

なお、ピニオンギヤ側の転がり軸受 6 において、内輪軌道 6 5, 6 6 の曲率半径を  $R_i$ 、外輪軌道 6 7, 6 8 の曲率半径を  $R_o$ 、玉 6 3 の直径を  $B_d$  とし、前記式①②③  
10 の関係を満たす構成としてもよい。さらに、各玉 6 3 と内外輪 6 1, 6 2 との接触角  $\theta$  を、前記式④を満たすようにしてもよい。

本発明の実施形態 2 について、図 5 ないし図 7 を用いて説明する。

図 5 は実施形態 2 におけるピニオン軸支持用軸受装置を適用したディファレンシャル装置の断面図、図 6 は図 5 のピニオン軸支持用軸受装置の部分拡大断面図、  
図 7 は図 5 のピニオン軸支持用軸受装置のシール部分の拡大断面図を示している。

この実施形態 2 のピニオン軸支持用軸受装置は、コンパニオンフランジ側の転がり軸受 5 が単列のアンギュラ玉軸受からなり、ピニオンギヤ側の転がり軸受 6 が  
15 タンデム型の複列のアンギュラ玉軸受からなるものであって、転がり軸受 5, 6 間にグリース G を充填したこととを特徴とするものである。

なお、その他の構成は図 1 3 の例と同一であり、同一部分には同一符号を付  
20 してその説明を省略する。

転がり軸受 5 は、内輪軌道 5 5 を有した内輪 5 1, 外輪軌道 5 6 を有した外輪 5 2, 保持器 5 4 にて保持された玉群 5 3 からなり、転がり軸受 6 は、一对の内輪軌道  
6 5, 6 6 を有した内輪 6 1, 一对の外輪軌道 6 7, 6 8 を有した外輪 6 2, 各々保持器 6 4 にて保持された 2 列の玉群 6 3 からなり、転がり軸受 5 のコンパニオン  
25 フランジ側端部ならびに転がり軸受 6 のピニオンギヤ側端部はシール部材 5 9, 6 9 にて密封されている。これらシール部材 5 9, 6 9 にて密封された転がり軸受 5, 6 間に、グリース G が充填されている。転がり軸受 5 は、図 3 に示したように、前記式①～③の関係を満たしており、さらに前記式④を満たす構成としてもよい。

30 なお、転がり軸受 6 においても、図 4 の例中にも記したように、前記式①～③の関

係を満たし、さらに前記式④を満たす構成としてもよい。

コンパニオンフランジ側に配置されるシール部材 5 9 は、軸受シールと呼ばれるタイプとされており、ピニオンギヤ側に配置されるシール部材 6 9 は、オイルシールと呼ばれるタイプとされている。

- 5 各シール部材 5 9, 6 9 は、環状芯金 5 9 a, 6 9 a にゴムなどの弾性体 5 9 b, 6 9 b を加硫接着してなり、弾性体 5 9 b, 6 9 b には内輪 5 1, 6 1 に対して所定の緊縛力を持つ状態で接触されるリップ部 5 9 c, 6 9 c が形成されている。なお、リップ部 5 9 c, 6 9 c は、主として軸受外部からの異物の侵入を防止するように、軸受外側に向けて開きうる形状となっている。
- 10 また、シール部材 6 9 は、リップ部 6 9 c をバネリング 6 9 d によって内輪 6 1 に対して強制的に押圧させることにより、密封性を可及的に高めるようになっていて、オイルが軸受内部に侵入することを強力に防止することができる。

- シール部材 5 9 は、バネリングなどを用いておらず、単にリップ部 5 9 c の内径を内輪 5 1 の肩部外径よりも所定量小さく設定することにより、この寸法
- 15 差によってリップ部 5 9 c を弾性的に拡張した状態で内輪 5 1 に対して接触させるようになっている。なお、シール部材 5 9 に、軸受内外に連通する通気孔を形成し、軸受内外の圧力差によってリップ部 5 9 c が内輪 5 1 の肩部外径に吸い付くのを防止するようにしてもよい。

- 各シール部材 5 9, 6 9 の弾性体 5 9 b, 6 9 b については、アクリルゴム、
- 20 耐熱アクリルゴムなどが好適に用いられる。耐熱アクリルゴムは、エチレンおよびアクリル酸エステルが共重合体組成の主成分として結合されてなるエチレン-アクリルゴムである。

- また、軸受装置の内部に封入されるグリース G については、耐熱性を考慮し、ジウレア系グリースまたはギヤオイルとの相性がよいエステル系グリースが好
- 25 ましい。具体的に、例えば日本グリース株式会社製の商品名 KNG 1 7 0 や、協同油脂株式会社製の商品名 マルテンプ S R L と呼ばれるものが好適に用いられる。KNG 1 7 0 は、基油をポリ  $\alpha$  オレフィン鉱油、増ちょう剤をジウレアとしたもので、使用温度範囲は  $-30^{\circ}\text{C} \sim 150^{\circ}\text{C}$  である。マルテンプ S R L は、基油をエステル、増ちょう剤をリチウム石けんとしたもので、使用温度範
- 30 囲は  $-40^{\circ}\text{C} \sim 130^{\circ}\text{C}$  である。

このように構成されたピニオン軸支持用軸受装置においても、回転トルクを小さくでき、自動車の燃費が向上する。

さらに、グリース潤滑としたことで、オイル潤滑のようにディファレンシャルケース 1 内にオイル導入路やオイル還流路を形成する必要がなく、ディファレンシャル装置の小型、軽量化が図れ、かつ、軸受装置はディファレンシャル装置におけるオイル中の異物の影響を受けないため、軸受寿命が向上する。

図 8 に示すように、ピニオンギヤ側の転がり軸受 6 は、単列のアンギュラ玉軸受の 2 つの組み合わせとしてもよい。

すなわち、転がり軸受 6 は、一对の内輪 6 1、一对の外輪 6 2、各々保持器 6 4 にて保持されて各内外輪 6 1、6 2 間に介装した 2 列の玉群 6 3 からなる。

なお、その他の構成は、図 5 ないし図 7 に示した例と同様である。

この例においても、転がり軸受 6 の各列の玉軸受が、前記式①～③の関係を満たし、さらに前記式④を満たす構成としてもよい。

図 9 に示すように、軸受ユニット 100 にて、ピニオン軸 4 をディファレンシャルケース 1 に対して回転自在に支持させるようにしてもよい。

軸受ユニット 100 は、コンパニオンフランジ側の単列のアンギュラ玉軸受からなる転がり軸受 5 と、ピニオンギヤ側のタンデム型の複列のアンギュラ玉軸受からなる転がり軸受 6 にて構成されている。すなわち、転がり軸受 5 は、内輪 5 1、外輪 101、保持器 5 4 にて保持された玉群 5 3 からなり、転がり軸受 6 は、内輪 6 1、外輪 101、各々保持器 6 4 にて保持された 2 列の玉群 6 3 からなる。内輪 5 1 には内輪軌道 5 5 が形成され、内輪 6 1 には一对の内輪軌道 6 5、6 6 が形成され、外輪 101 には 3 本の外輪軌道 5 6、6 7、6 8 が形成されている。両内輪 5 1、6 1 どうしを軸方向に突合せると共に、グリース G を充填して軸方向両端をシール部材 5 9、6 9 にて密封し、かつ外輪 101 を単一としたユニットものにて形成されている。

なお、転がり軸受 5 を構成する内輪軌道 5 5、外輪軌道 5 6、玉群 6 3 は、図 3 に示したように、前記式①～③の関係を満たしており、さらに前記式④を満たす構成としてもよい。

軸受ユニット 100 は、製造段階で、内輪 5 1、6 1、外輪 101、保持器 5 4、6 4 にて保持した玉群 5 3、6 3 を組み付けることで正確な予圧調整を行っ

ておく。

そして、転がり軸受 5, 6 をピニオン軸 4 の外周に外嵌して軸受ユニット 100 を装着し、ピニオン軸 4 をドライブシャフト側から挿入する。コンパニオンフランジ 7 をピニオン軸 4 のドライブシャフト側の小径部 41 にスプライン嵌合し、ピニオン軸 4 のドライブシャフト側端部を径方向外向きにかしめ、当該かしめ 16 によって、コンパニオンフランジ 7 をピニオンギヤ方向に締め付ける。これにより、コンパニオンフランジ 7 が転がり軸受 5 の内輪 51 の端面に当接し、内輪 51 をピニオンギヤ方向に押圧する。その結果、内輪 51, 61 が、ピニオンギヤ 3 とコンパニオンフランジ 7 にて挟み込まれ、予圧を付与されてピニオン軸 4 に固定される。さらに、外輪 101 の外周に形成されたフランジ 102 をボルト 103 にてディファレンシャルケース 1 に固定する。

なお、その他の構成は、図 5 ないし図 7 に示した例と同様である。

この例においても、転がり軸受 6 が、前記式①～③の関係を満たし、さらに前記式④を満たす構成としてもよい。

15 本発明の実施形態 3 について、図 10 および図 11 を用いて説明する。

図 10 は実施形態 3 におけるピニオン軸支持用軸受装置を適用したディファレンシャル装置の断面図、図 11 は図 10 のピニオン軸支持用軸受装置の部分拡大断面図を示している。

この実施形態 3 のピニオン軸支持用軸受装置は、コンパニオンフランジ側の転がり軸受 5 が斜接玉軸受となるタンデム型の複列のアンギュラ玉軸受にて構成されていることを特徴とするものである。

なお、その他の構成は図 13 の例と同一であり、同一部分には同一符号を付してその説明を省略する。

転がり軸受 5 は、一対の内輪軌道 55, 57 を有した内輪 51、一対の外輪軌道 56, 58 を有した外輪 52、各々保持器 54 にて保持された 2 列の玉群 53 からなる。

転がり軸受 5 を構成する各内輪軌道 55, 57 の曲率半径を  $R_i$ 、外輪軌道 56, 58 の曲率半径を  $R_o$ 、玉 53 の直径を  $B_d$  とすると、前記式①～③の関係を満たしている。さらに、各玉 53 と内外輪 51, 52 との接触角  $\theta$  を、前記式④を満たすようにしてもよい。

このように構成されたピニオン軸支持用軸受装置においても、回転トルクを小さくでき、自動車の燃費が向上する。さらに、転がり軸受 5 をタンデム型の複列のアンギュラ玉軸受としたことで、単列のアンギュラ玉軸受に比べ、軸受寿命、静的荷重に対する安全率、剛性に優れる。しかも、一对の単列アンギュラ玉軸受を  
5 並設するのに比べ、差幅管理が不要となり、組立が容易に行える。

図 12 に示すように、ピニオンギヤ側の転がり軸受 6 は、タンデム型の複列のアンギュラ玉軸受としてもよい。

すなわち、転がり軸受 6 は、一对の内輪軌道 65、66 を有した内輪 61、一对の外輪軌道 67、68 を有した外輪 62、各々保持器 64 にて保持された 2 列の玉群  
10 63 からなる。

なお、その他の構成は、図 10 および図 11 に示した例と同様である。

この例においても、転がり軸受 6 が、前記式①～③の関係を満たし、さらに前記式④を満たす構成としてもよい。

なお、前記各実施の形態において、ピニオンギヤ側の転がり軸受 6 は、前記各実施  
15 の形態に挙げた他、例えば、単列のアンギュラ玉軸受、各種ラジアル軸受とスラスト軸受の組合せ、各種ラジアル軸受とアンギュラ玉軸受の組合せなどが挙げられる。

以上のピニオン軸支持用軸受装置によれば、回転トルクを小さくでき、自動車の燃費が向上するという効果が得られる。

20

#### 産業上の利用可能性

本発明は、自動車のディファレンシャル装置や四輪駆動用トランスファー装置等を構成するピニオン軸を回転自在に支持するためのピニオン軸支持用軸受装置に利用することができる。

25

請求の範囲

1. ピニオン軸の一端に設けたピニオンギヤと、同他端に外嵌したコンパニオン  
フランジとの間に、前記ピニオン軸をケースに対して回転自在に支持する一对の転  
5 がり軸受を軸方向に並設し、  
コンパニオンフランジ側の転がり軸受を、前記ピニオン軸に固定した内輪と、前  
記ケースに固定した外輪と、これら内外輪間に介装した玉群とからなる斜接玉軸受と  
し、  
コンパニオンフランジ側の転がり軸受の内輪軌道の曲率半径  $R_i$ 、外輪軌道の曲  
10 率半径  $R_o$ 、玉の直径  $B_d$  の関係が、  
 $R_i < R_o$   
 $0.502 \times B_d \leq R_i \leq 0.512 \times B_d$   
 $0.510 \times B_d \leq R_o \leq 0.520 \times B_d$   
を満たしているピニオン軸支持用軸受装置。
- 15 2. コンパニオンフランジ側の転がり軸受における玉と内外輪軌道との接触角  $\theta$   
が、  
 $30^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$   
を満たしている請求項 1 に記載のピニオン軸支持用軸受装置。
3. コンパニオンフランジ側の転がり軸受が、単列アンギュラ玉軸受またはタン  
20 デム型複列アンギュラ玉軸受である請求項 1 に記載のピニオン軸支持用軸受装置。
4. ピニオン軸側の転がり軸受が、単列の円すい軸受である、請求項 3 に記  
載のピニオン軸支持用軸受装置。
5. ピニオン軸側の転がり軸受が、タンデム型の複列のアンギュラ玉軸受であ  
る請求項 3 に記載のピニオン軸支持用軸受装置。
- 25 6. ピニオン軸側の転がり軸受が、単列のアンギュラ玉軸受の 2 つの組み合わ  
せである、請求項 3 に記載のピニオン軸支持用軸受装置。
7. ピニオン軸をデファレンシャルケースに支持する軸受ユニットであって、  
コンパニオンフランジ側の単列のアンギュラ玉軸受からなる転がり軸受と、  
ピニオンギヤ側のタンデム型の複列のアンギュラ玉軸受からなる転がり軸受とを備え、  
30 両転がり軸受は、外輪を単一として共通に備えるとともに、コンパニオンフランジ

側の転がり軸受の内輪軌道の曲率半径 $R_i$ 、外輪軌道の曲率半径 $R_o$ 、玉の直径 $B_d$ の関係が、

$$R_i < R_o$$

$$0.502 \times B_d \leq R_i \leq 0.512 \times B_d$$

5  $0.510 \times B_d \leq R_o \leq 0.520 \times B_d$

を満たしている軸受ユニット。

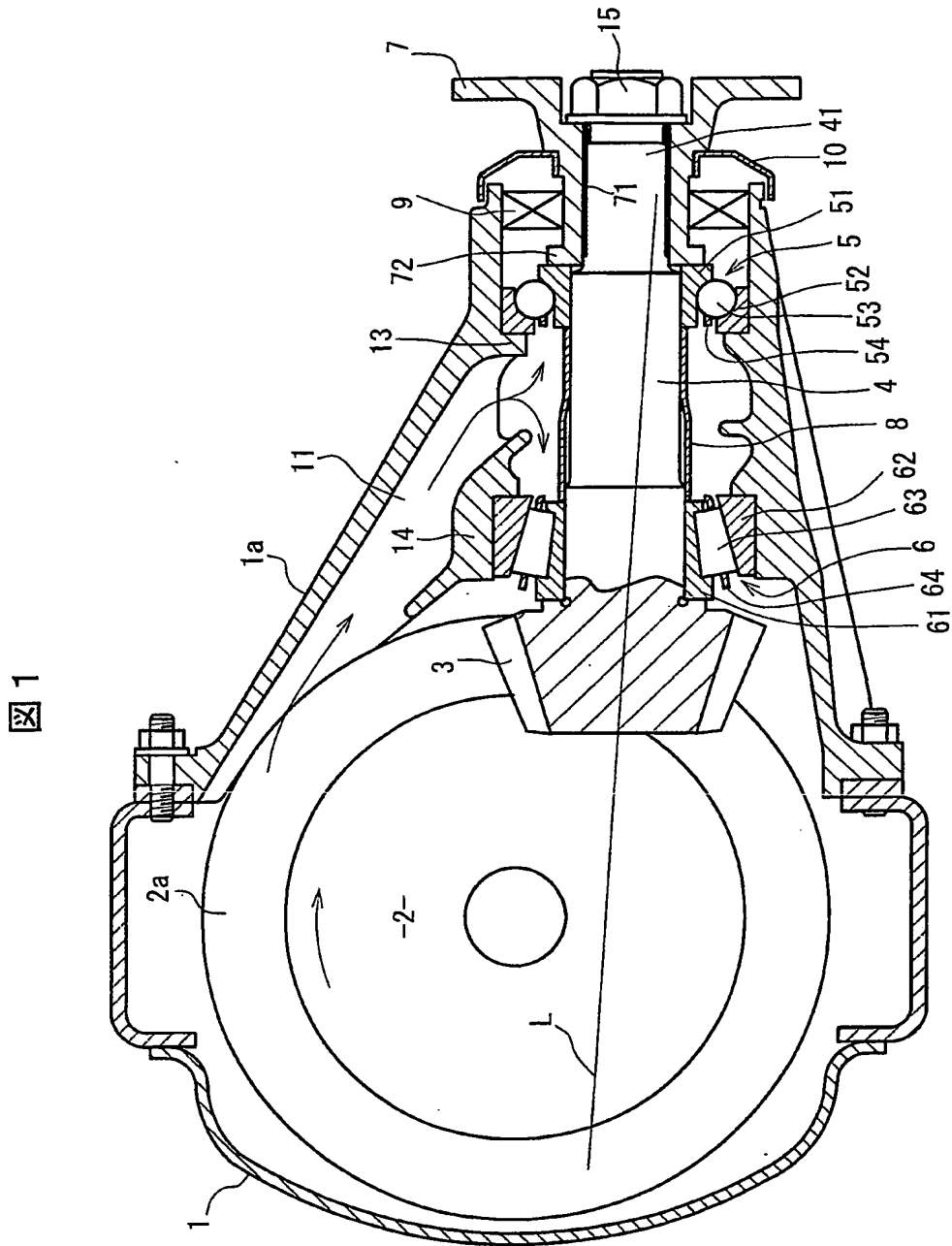




図 2

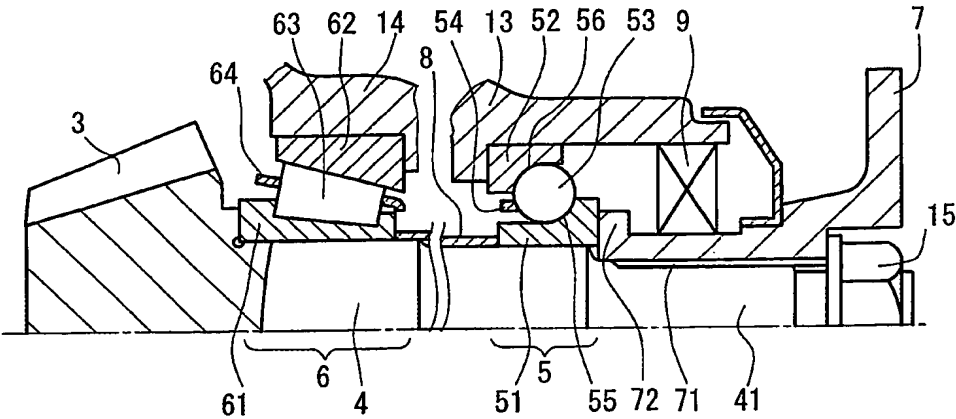


図 3

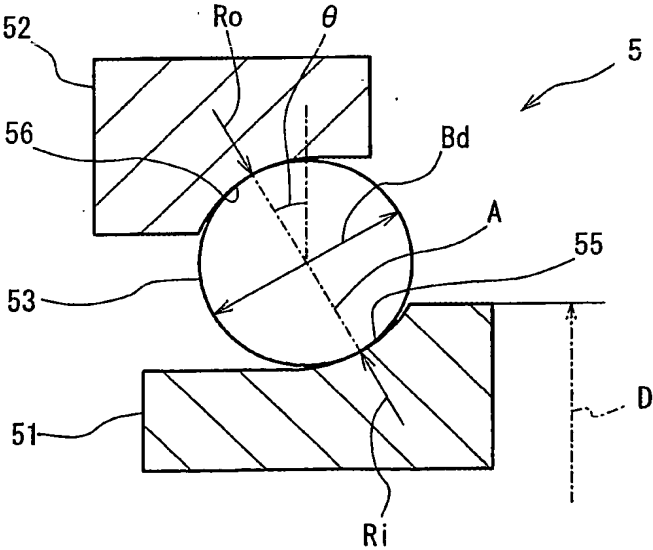


図 4

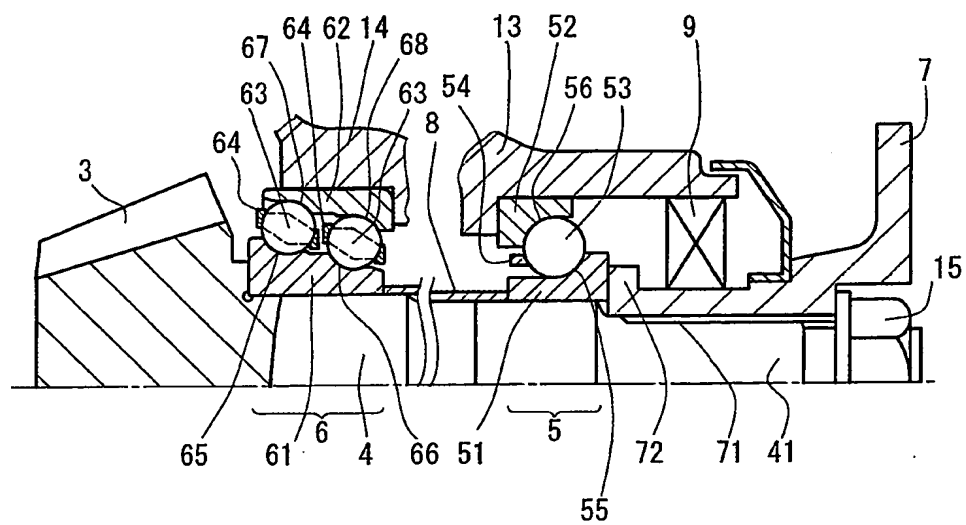


図 5

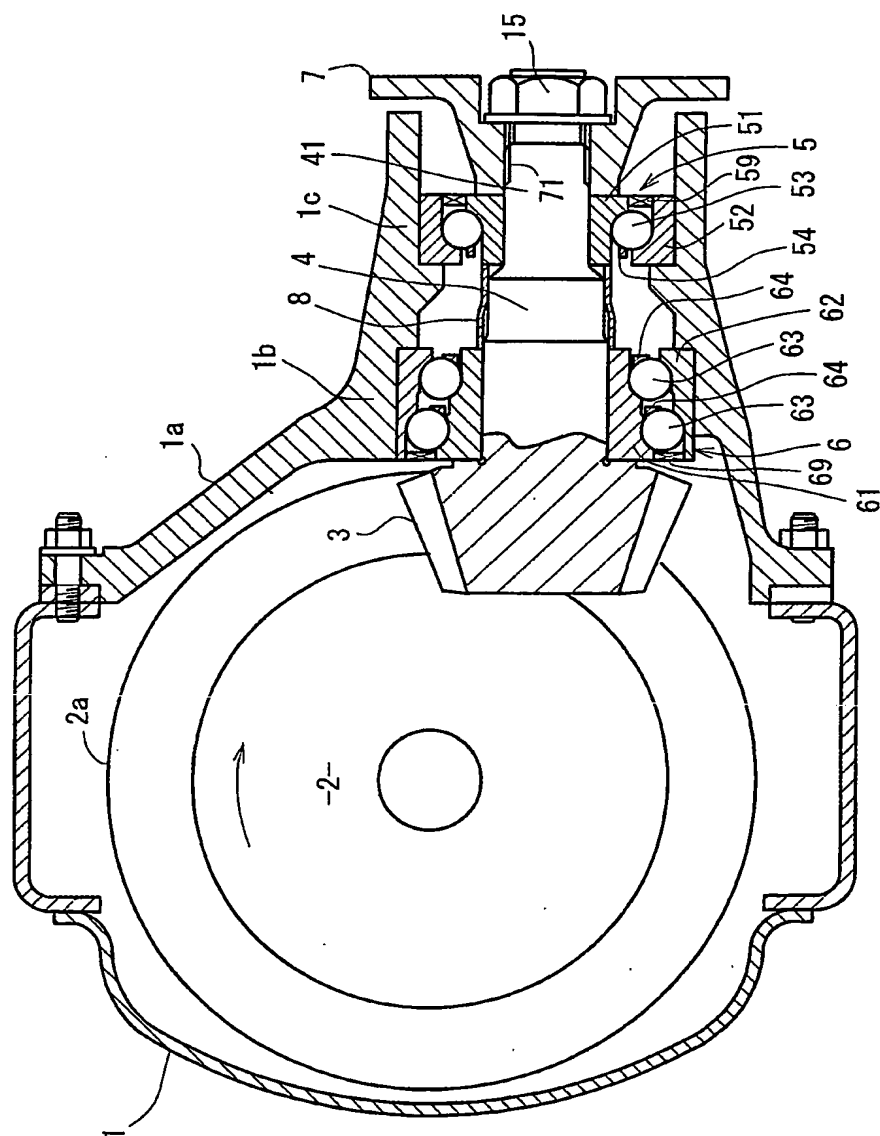


图 6

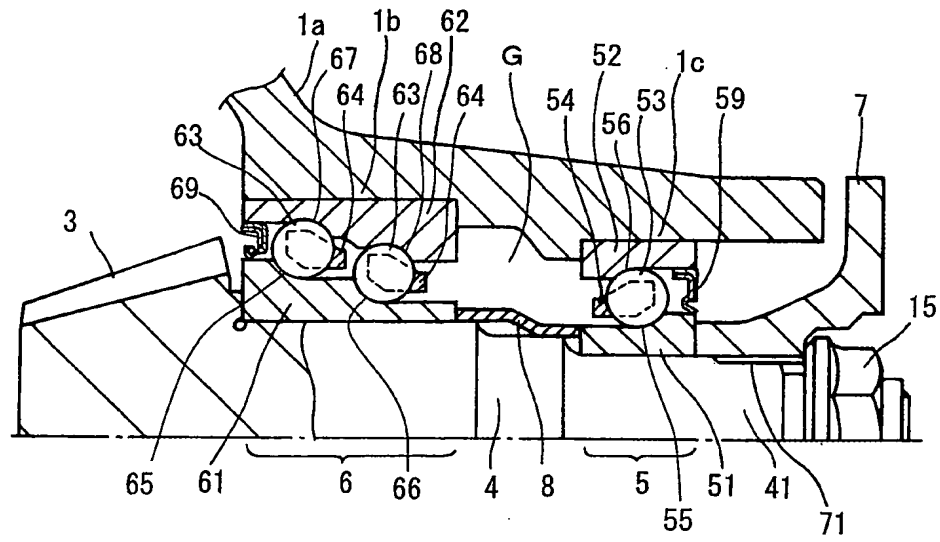


图 7

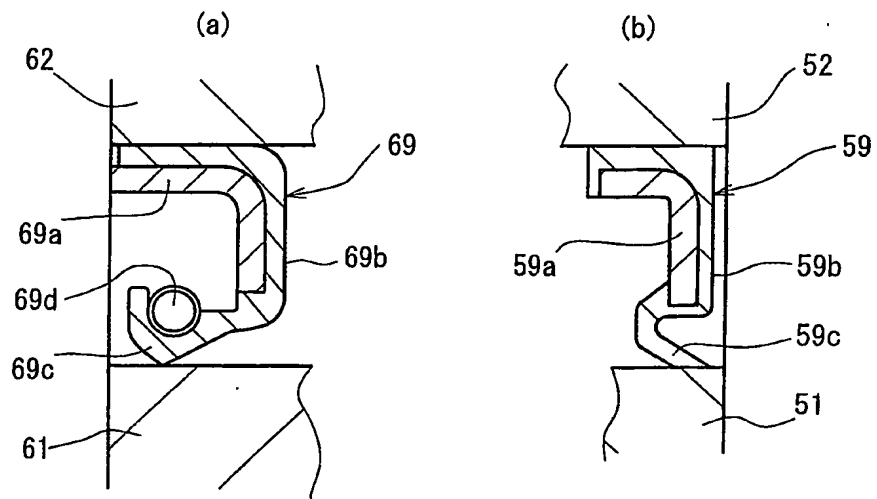


图 8

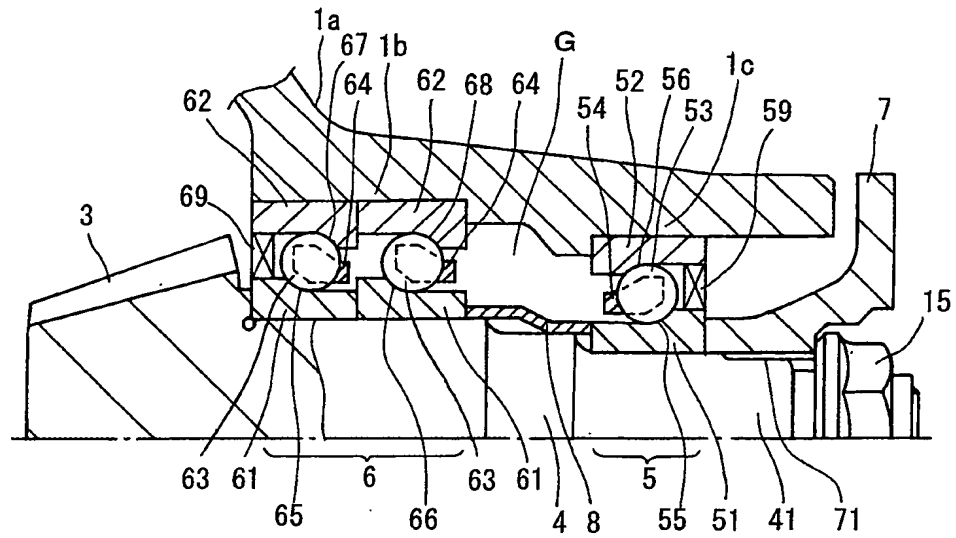


图 9

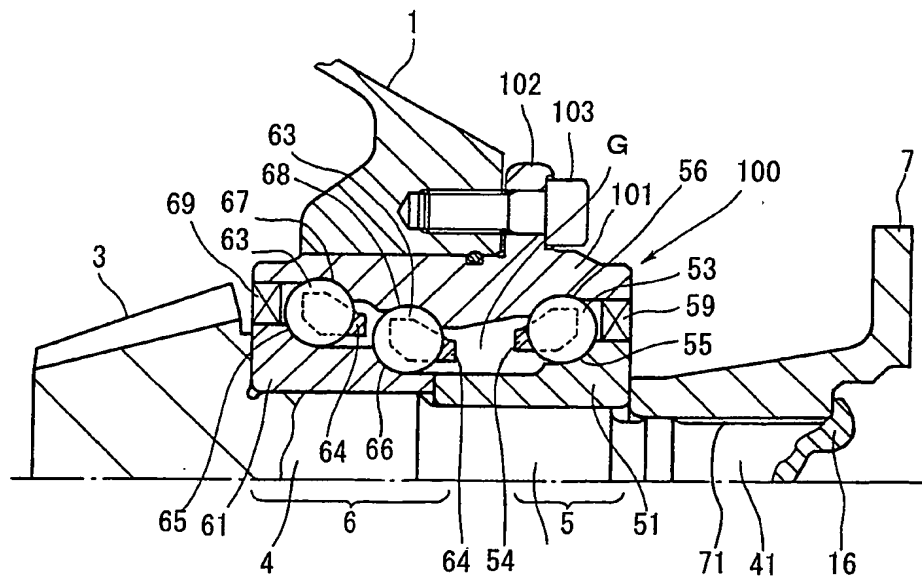


図 10

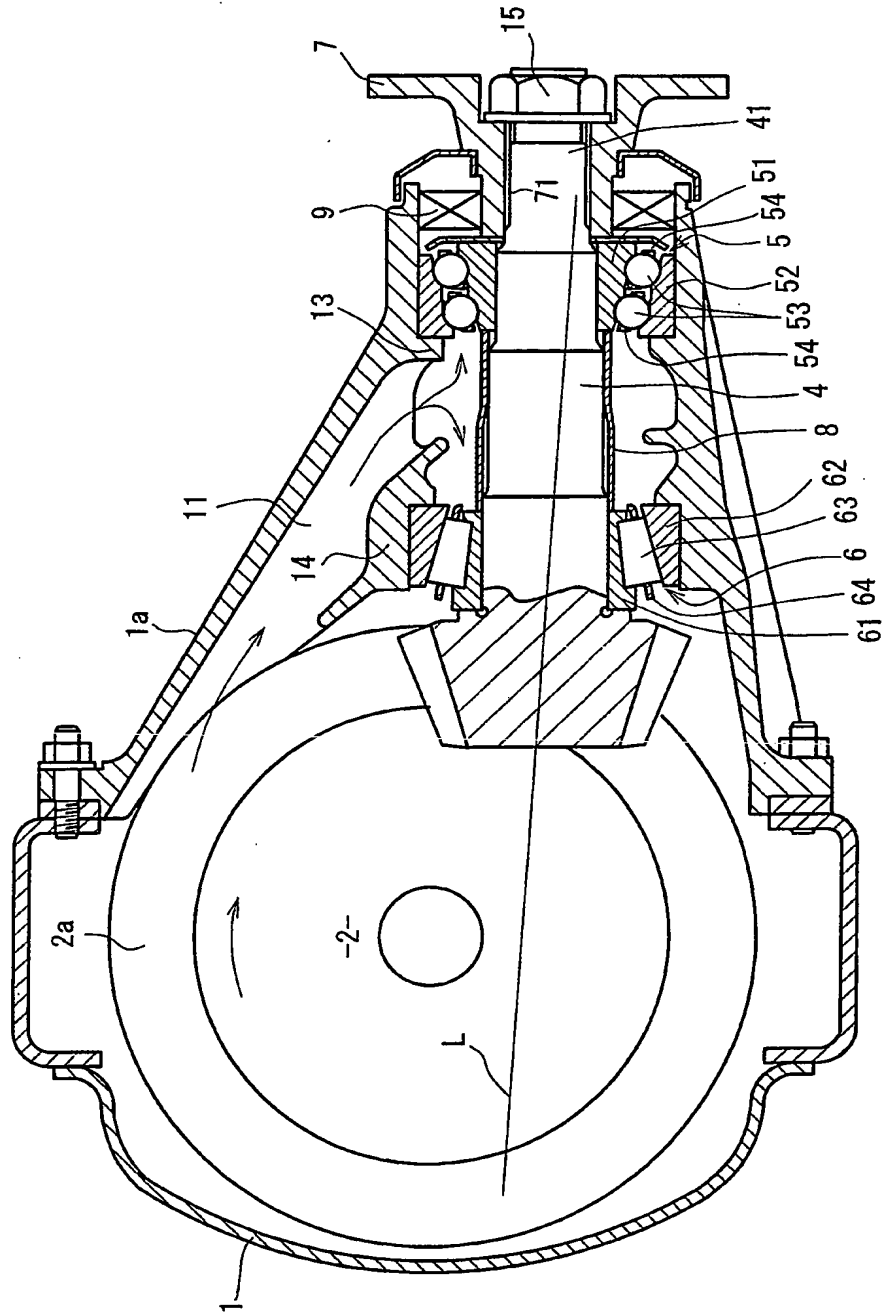


図 1 1

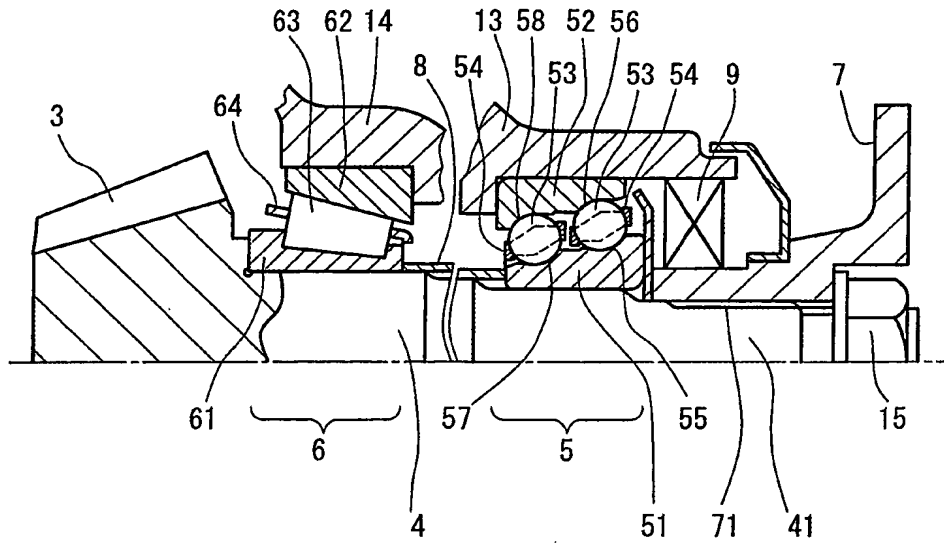
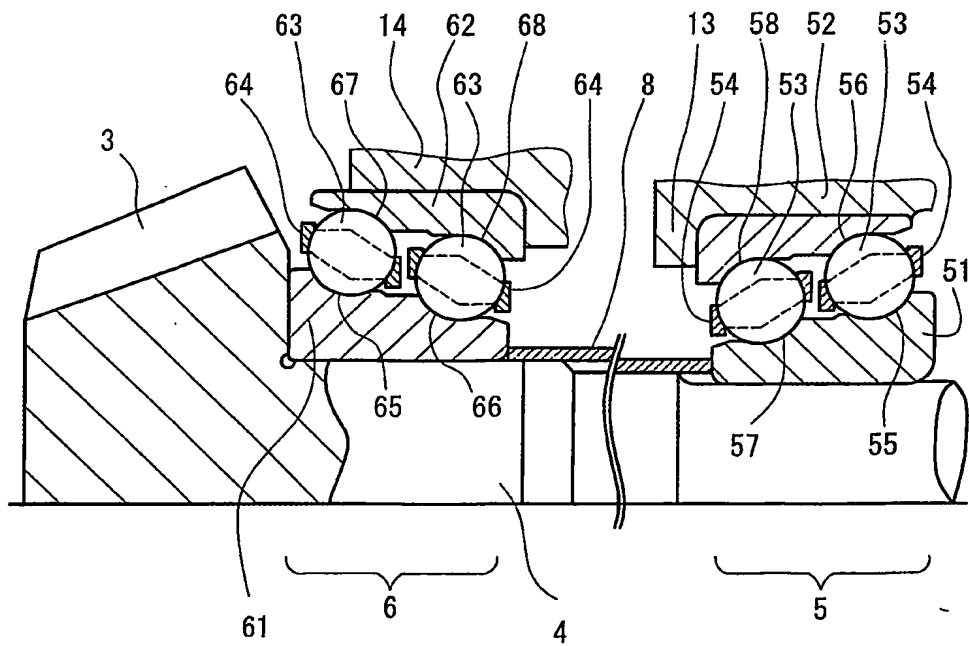


図 1 2



## 国際調査報告

国際出願番号 PCT/JPO3/15854

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. <sup>7</sup> F16C19/18, 33/78, 33/66, 33/32, 33/58,  
F16H57/02

## B. 調査を行った分野

## 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. <sup>7</sup> F16C19/14-19/18, 33/76-33/78, 33/58-33/66,  
33/32, F16H57/02

## 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2004年
日本国登録実用新案公報	1994-2004年
日本国実用新案登録公報	1996-2004年

## 国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	DE 2833362 A1 (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 1 980.02.07 & IT 7924648 A & GB 2027135 A & JP 55-20995 A & FR 2432114 A	1-7
Y	JP 10-9258 A (日本精工株式会社) 1998.01. 13 (ファミリーなし)	1-7
Y	JP 10-9259 A (日本精工株式会社) 1998.01. 13 (ファミリーなし)	1-7

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリ

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

## の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

30.03.2004

国際調査報告の発送日

20.4.2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JJP)  
郵便番号100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

藤村 泰智

3J

9247

電話番号 03-3581-1101 内線 3326